

$$\psi = \frac{2 \cdot T_2}{F_{ai} \cdot D_p},$$

где T_2 – момент нагрузки на ведомом шкиве, который определялся по показаниям индикатора тормоза 1 (рис. 2).

На рис. 4 показана экспериментальная зависимость изменения межосевой силы F_a от коэффициента тяги ψ для случая постоянства межосевого расстояния (передача II типа).

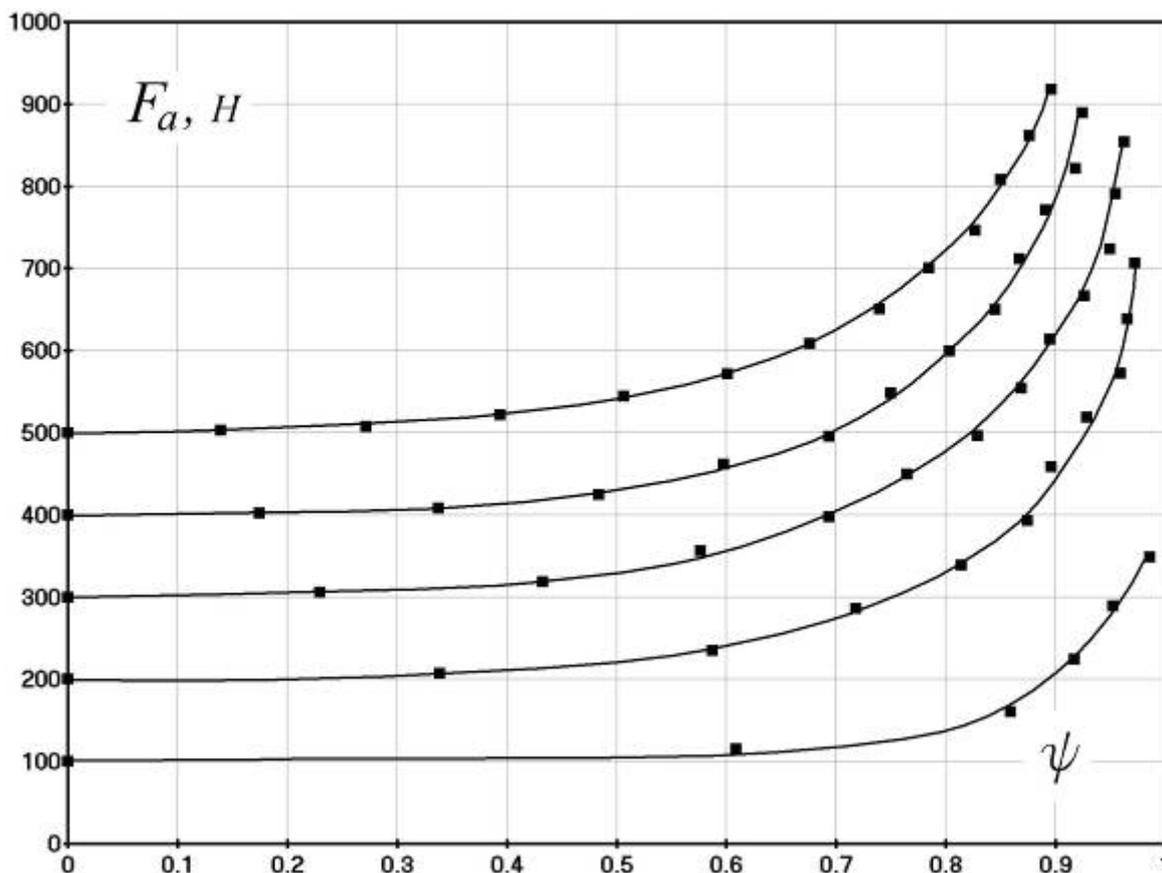


Рис. 4. Экспериментальная зависимость межосевой силы, действующей в клиноременной передаче II типа, от коэффициента тяги при различных начальных натяжениях.

Переменная межосевая сила F_{ai} фиксировалась по показаниям индикатора силоизмерительного устройства 17 (рис. 2), в зависимости от момента нагрузки.

Приведенные результаты подтвердили полученные ранее на другой установке закономерности в работе клиноременной передачи [1].

Литература

1. Семин И.Н. Экспериментальная оценка тяговой способности клиноременной передачи. // Справочник. Инженерный журнал, 2006, №12, стр. 26-31.

Двигатель лесосечных машин с индивидуальным электромеханическим приводом колес перекатывающегося типа

к.т.н., доц. Сергеев А.И.
МГТУ «МАМИ»

Технологический цикл заготовки древесины обеспечивается движением лесосечных машин по разным поверхностям движения, характеристики которых, даже в пределах разрабатываемой лесосеки, могут резко изменяться. Поверхность с высокой несущей способностью может переходить в заболоченную местность и т. д.

В связи с этим проблема создания транспортных средств (ТС), способных эффективно работать на лесах, связана с созданием движителя, способного обеспечивать устойчивую работу на разных поверхностях движения и достаточную маневренность на лесосеке.

Рассмотрим схему общего конструктивного решения двухмодульного ТС с колесной формулой 4К4 (рис. 1).

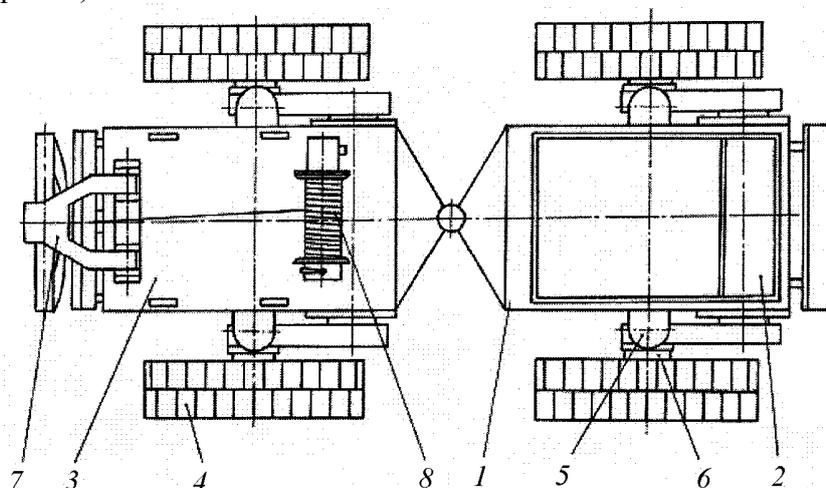


Рис. 1. Схема общего конструктивного решения и компоновки движителя перекатывающегося типа двухмодульного ТС с индивидуальным электромеханическим приводом колес 4К4: 1 - энергетический модуль; 2 - кабина; 3 - технологический модуль; 4 - движитель перекатывающегося типа; 5 - пружинная подвеска; 6 - мотор-редуктор; 7 - подвижная арка; 8 - лебедка.

Энергетический модуль 1 выполнен с герметичным водоизмещающим корпусом (для прохождения заболоченных участков лесосеки), с кабиной 2, где установлено сиденье оператора, а также панель управления, обеспечивающая с помощью бортового компьютера работу всех узлов и агрегатов, управляющих движением ТС, а также работой технологического оборудования.

К бортовым фланцам корпуса крепятся колеса перекатывающегося типа (КПТ) 4 с пружинной подвеской 5 (рис. 1) и индивидуальным электромеханическим приводом опорно-приводного устройства 6 (рис. 1 и рис. 2) [1].

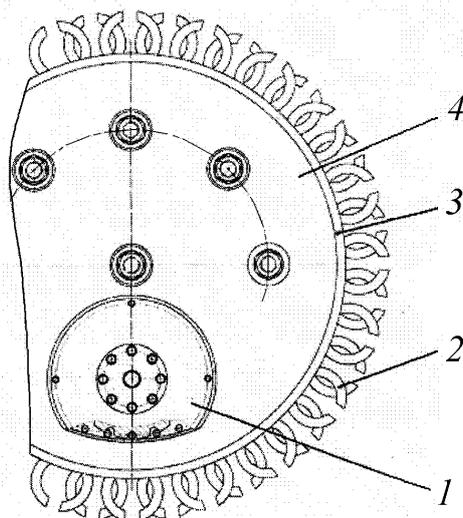


Рис. 2. Общий вид движителя перекатывающегося типа с индивидуальным электромеханическим приводом опорно-приводного устройства: 1 - опорно-приводное устройство; 2 - опорные элементы; 3 - обод; 4 - боковые крышки.

Технологический модуль 3 (рис. 1) выполнен также в водоизмещающем варианте исполнения и шарнирно связан с энергетическим модулем, по бортам которого установлены

двигатели с КПТ.

Расчетная схема движителя перекаत्याющегося типа (рис. 3) с индивидуальным электромеханическим приводом опорно-приводного устройства представляет собой трехмассовую квазиупругую систему, способную накапливать механическую энергию.

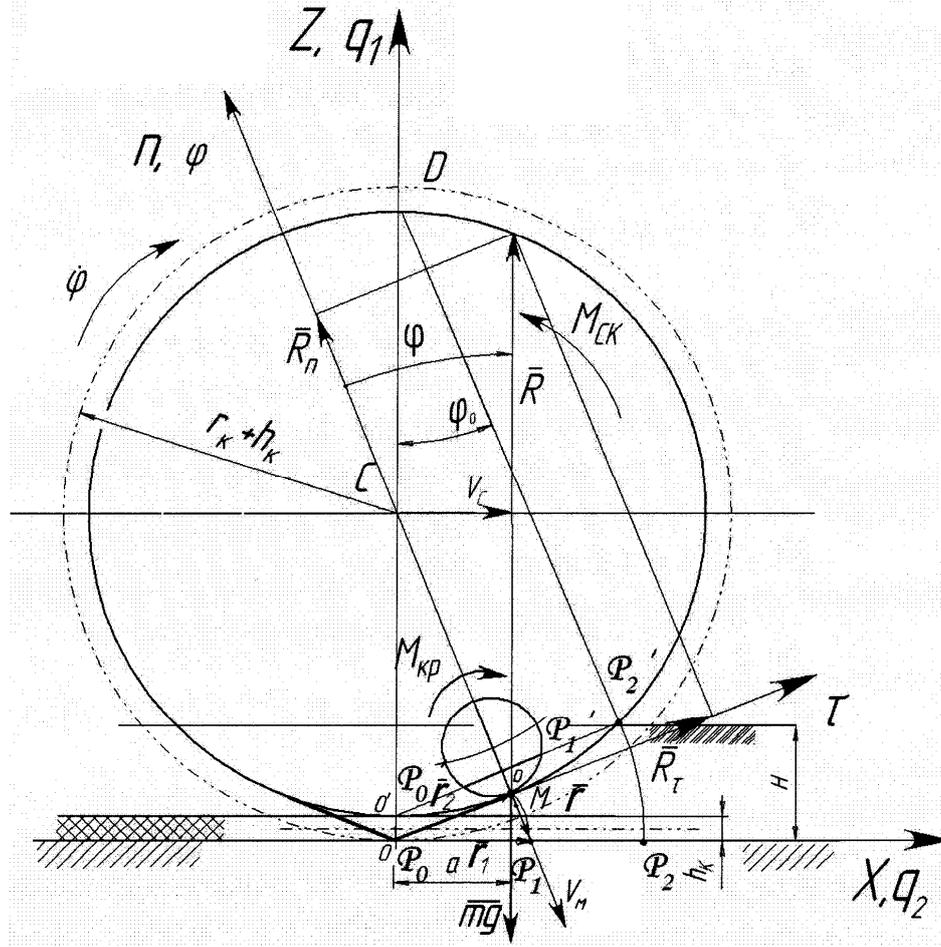


Рис. 3. Расчетная схема движителя перекаत्याющегося типа

Уравнение движения для системы “каток - поверхность движения” (далее просто системы) имеет вид [2]:

$$I\ddot{\varphi} + b\dot{\varphi} + mgl \sin \varphi = F(\Omega - \dot{\varphi}),$$

где выражение $mgl \sin \varphi$ определяет упругие свойства системы.

Движение системы будем рассматривать в области, где $\dot{\varphi} \ll \Omega$. Разложим функцию F в ряд вблизи значения Ω . Тогда, ограничиваясь первым членом разложения, получим:

$$F(\Omega - \dot{\varphi}) = F(\Omega) - \dot{\varphi} F'(\Omega).$$

При таком ограничении уравнение движения системы будет иметь вид:

$$I\ddot{\varphi} + b\dot{\varphi} + mgl \sin \varphi = F(\Omega) - \dot{\varphi} F'(\Omega), \tag{1}$$

где постоянный член $F(\Omega)$ вызывает только смещение системы от положения устойчивого равновесия.

Тогда при новой угловой координате, отсчитываемой от нового смещенного положения равновесия, уравнение движения системы будет иметь следующий вид:

$$I\ddot{\varphi} + [b + F'(\Omega)]\dot{\varphi} + mgl \sin \varphi = 0.$$

Если $F'(\Omega) < 0$ и по абсолютной величине больше b , то коэффициент при $\dot{\varphi}$ будет отрицательный. Для области значений Ω , где характеристика трения круто спадает, что характерно для сил трения при формировании опорной поверхности движения, при малых значениях b и $\sin \varphi = \varphi$, можно достигнуть того, что величина $b + F'(\Omega)$ будет отрицательна. В

этом случае мы можем получить уравнение, аналогичное уравнению обычной системы с трением, имеющее вид:

$$\ddot{\varphi} + 2h\dot{\varphi} + \omega_0^2\varphi = 0.$$

Однако в этом случае коэффициент h будет иметь отрицательное значение, и движение системы в области круто спадающей характеристики будет осуществляться при возникающем так называемом “отрицательном трении”.

Понятно, что в этом случае система должна обладать свойствами накапливания полной механической энергии с возможностью ее последующей отдачи на формирование опорной поверхности движения.

Для линейной составляющей плоского движения системы по схеме на рис. 3 запишем уравнение движения

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + cq = F(\mathcal{G}_0 - \dot{q}),$$

где $F(\mathcal{G}) = F(\mathcal{G}_0 - \dot{q})$ – функция, характеризующая зависимость силы трения от относительной скорости V_m и являющаяся характеристикой трения.

Если обозначить суммарную упругость системы c , то при $\dot{q} \ll \mathcal{G}_0$ (большая скорость), разложив функцию F в ряд вблизи значений \mathcal{G}_0 и ограничившись, как и для вращательной составляющей, первым членом ряда, получим уравнение движения, имеющее вид:

$$m\ddot{q} + [b + F'(\mathcal{G}_0)]\dot{q} + cq = F(\mathcal{G}_0),$$

где член после знака равенства обозначает, как и в предыдущем случае, только смещение системы от положения равновесия на величину $F(\mathcal{G}_0)/c$ в направлении ее движения.

Коэффициент $b + F'(\mathcal{G}_0) = n$. При этом его знак определяет вид и характеристику трения и соответственно свойства контактирующих поверхностей.

Величина $F'(\mathcal{G}_0)$ представляет собой угол наклона характеристики трения для данного \mathcal{G}_0 круто падающей характеристики $b + F'(\mathcal{G}_0) < 0$, свойственной, как было уже отмечено выше, при формировании опорной поверхности движения колесом перекатывающегося типа.

Такая система представляет собой схему с так называемым «отрицательным» трением /уравнение (1)/. Движение системы при $n \geq c$ носит лимитационный характер. В этом случае она асимптотически стремится вернуться в устойчивое положение равновесия. Чтобы удержать рассматриваемую систему в динамическом равновесии и обеспечить ее устойчивое поступательное движение в реальной конструкции движителя перекатывающегося типа необходимо опорные элементы обода располагать в два ряда с необходимым смещением (рис. 2).

Для электромеханической системы привода движителя, расчетная схема которой приведена на рис. 4, дифференциальное уравнение движения в обобщенных координатах будет иметь вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (2)$$

где: T – кинетическая энергия системы;

U – силовая функция;

Φ – диссипативная функция Рэлея;

q_i – обобщенная координата;

\dot{q}_i – обобщенная скорость системы;

Q_i – обобщенная внешняя сила.

Для вращательной составляющей плоского движения системы:

$$\varphi_i = q_i; \omega_i = \dot{q}_i; M_i = Q_i.$$

Для поступательной составляющей:

$$x_i = q_i; \vartheta_i = \dot{q}_i; F_i = Q_i.$$

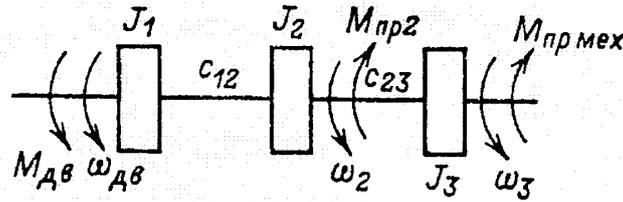


Рис. 4. Расчетная схема вращательного движения трехмассовой системы с индивидуальным электромеханическим приводом опорно-приводного устройства колеса перекатывающегося типа.

Моменты или силы, входящие в левую часть уравнений Лагранжа (2), действующие на i -й инерционный элемент движущейся системы, определяются как инерционные:

$$M_{uni} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \omega_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} = J_i \frac{\partial \omega_i}{\partial t} + \frac{\omega_i^2}{2} \frac{dJ_i}{d\varphi_i}.$$

Для любого i -го звена уравнение движения можно записать в виде:

$$\begin{aligned} M_{\text{вн}i} &= M_{uni} + M_{ni} + M_{\text{дис}i}; \\ F_{\text{вн}i} &= F_{uni} + F_{ni} + F_{\text{дис}i}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $M_{\text{вн}i}$ и $F_{\text{вн}i}$ - соответственно внешний момент и сила, действующие на i -е звено.

В тех случаях, когда момент инерции (масса) звена не зависит от его положения ($dJ_i/d\varphi_i = 0$) для линейных перемещений $dm_i/dx_i = 0$ и соответственно $M_{uni} = J_i \varepsilon_i$ и $F_{uni} = m_i a_i$.

Поскольку диссипативные силы в упругих связях, как правило, существенно меньше потенциальных сил, то при исследовании закона движения электропривода их можно не учитывать.

С учетом вышеупомянутых допущений уравнения движения для трехмассовой вращательной системы (рис. 4) будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} M_{\text{дв}} &= J_1 d\omega / dt + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2); \\ M_{\text{пр}2} &= J_2 d\omega_2 / dt - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ M_{\text{пр мех}} &= J_3 d\omega_3 / dt - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3). \end{aligned}$$

Для определения функции отклика или реакции движителя, возникающей при формировании опорной поверхности, необходимо знать передаточную функцию системы, структурная схема которой представлена на рис. 5.

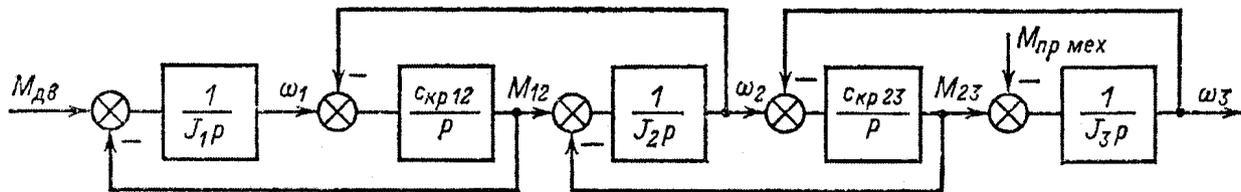


Рис. 5. Структурная схема с индивидуальным электромеханическим приводом, совмещенным с опорно-приводным устройством колеса перекатывающегося типа

Исходя из уравнения (2) с учетом структурной схемы (рис. 5), для которой значения упругих элементов системы

$$M_{i,i+1}(p) = C_{кр i,i+1} [\omega_i(p) - \omega_{i+1}(p)] / p,$$

передаточная функция для трехмассовой системы, которой является конструкция колеса пере-

катывающегося типа, совмещенная с индивидуальным электромеханическим приводом, будет иметь следующий вид:

$$W_{\omega_3}(p) = \frac{\omega_3(p)}{M_{\text{об}}(p)} = \frac{C_{\text{кр}12}C_{\text{кр}23}}{p \left\{ J_1 J_2 J_3 p^4 + [J_1 J_2 C_{\text{кр}23} + J_1 J_3 (C_{\text{кр}12} + C_{\text{кр}23}) + J_2 J_3 C_{\text{кр}12}] p^2 + C_{\text{кр}12} C_{\text{кр}23} (J_1 + J_2 + J_3) \right\}},$$

где P – оператор преобразования Лапласа.

Из уравнений (3) следует, что рассматриваемая схема представляет собой многомассовую колебательную систему с резонансными частотами, которые определяются по выражению:

$$\Omega_{01,2} = \sqrt{\left\{ \Omega_{01}^2 + \Omega_{02}^2 + \Omega_{03}^2 \pm \sqrt{(\Omega_{01}^2 - \Omega_{03}^2)^2 + \Omega_{02}^4 + 2[\gamma_1 \Omega_{01}^4 + \gamma_3 \Omega_{03}^4 - \Omega_{01}^2 \Omega_{03}^2 (\gamma_1 + \gamma_3)]} \right\} / 2},$$

где: $\Omega_{01} = \sqrt{C_{\text{кр}12} / J_1}$; $\Omega_{02} = \sqrt{(C_{\text{кр}12} + C_{\text{кр}23}) / J_2}$; $\Omega_{03} = \sqrt{C_{\text{кр}23} / J_3}$ – собственные частоты колебаний парциальных звеньев;

$\gamma_1 = J_1 / J_2$; $\gamma_2 = J_3 / J_2$ – отношение моментов инерции.

Мощность потерь в двигателе в значительной мере зависит от полезной нагрузки. При приведении силовых факторов (моментов или сил) необходимо учитывать моменты и силы трения, возникающие на отдельных участках кинематической цепи при передаче энергии конкретными структурными элементами устройства. Как правило, в основе методики оценки потерь на трение используется КПД механизма. Для участка $i-k$ кинематической цепи при последовательном соединении звеньев (рис. 4):

$$\eta_{ik} = \prod_{j=i}^k \eta_j,$$

где: η_j – КПД J -го звена.

Мощность, передаваемая через J -е звено, при работе электропривода в двигательном режиме

$$N_j = N_{\text{мех}} + \Delta N_j.$$

Момент, приложенный к J -му звену,

$$M_j = M_{\text{нр,мех}} + \Delta M_{\text{мпj}} = M_{\text{нр,мех}} / \eta_{j,\text{мех}},$$

а сила

$$F_j = F_{\text{нр,мех}} + \Delta F_{\text{мпj}} = F_{\text{нр,мех}} / \eta_{j,\text{мех}},$$

где: ΔN_j – потеря мощности на участке между J -ым звеном и рабочим элементом цепи;

$\Delta M_{\text{мпj}}$ и $\Delta F_{\text{мпj}}$ – момент и сила, соответствующие потерям мощности;

$$\Delta M_{\text{мпj}} = \Delta N_j / \omega_{\text{нр}}; \Delta F_{\text{мпj}} = \Delta N_j / g_{\text{нр}}.$$

Здесь $\omega_{\text{нр}}$ и $g_{\text{нр}}$ – угловая и линейная скорости элемента, к которому приводится расчетная эквивалентная схема; $M_{\text{нр,мех}}$, $F_{\text{нр,мех}}$ – момент и сила на элементе, к которому приводится расчетная эквивалентная схема.

На рис. 6 показаны зависимости изменения КПД от относительной загрузки опорно-приводного устройства ($N_{\text{деф}} / N_{\text{ном}}$), вызываемой мощностью, затрачиваемой на формирование опорной поверхности движения.

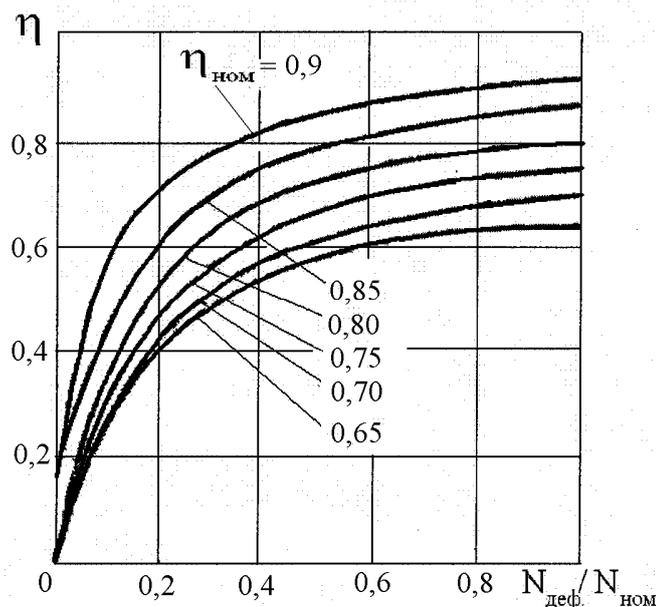


Рис. 6. Зависимость КПД от относительной мощности, затрачиваемой на формирование опорной поверхности движения.

Таким образом, совмещенное конструктивное исполнение движителя перекаत्याющегося типа с индивидуальным электромеханическим приводом опорно-приводного устройства позволяет получить высокие показатели как опорно-временных качеств, так и тягово-сцепных свойств движителя такого варианта исполнения на лесосечных машинах.

Применение пружинной подвески совместно с плавающим опорно-приводным устройством КПП позволяет получить, с одной стороны, большой ход колеса при наезде на препятствия (пни, порубочные остатки и др.), а с другой стороны, снизить величину ускорений и амплитуду колебаний корпуса ТС, обеспечивая комфортную работу оператора.

Литература

1. Сергеев А.И., Шарипов В.М. Транспортное средство. Патент РФ № 2245259. Оpubл. 27.01.2005. Бюл. № 3.
2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1968. – 479 с.

Анализ влияния инерционности на среднюю скорость движения гусеничной машины

к.т.н., доц. Стрелков А. Г., Ильичев А. С.
МГТУ «МАМИ», НПП «Технопрактика»)

Гусеничные машины (ГМ) в основном предназначены для движения по грунтовым дорогам, когда траектория движения определена, и по бездорожью, когда траекторию намечает механик-водитель. В обоих случаях движение осуществляется по известной траектории и действия механика-водителя направлены на согласование возможностей машины с внешними условиями движения, то есть осуществляется управление движением машины. Движение является управляемым, если механик-водитель может в любой момент времени изменить режим движения в нужном ему направлении. Управляемое движение определяется внешними условиями и параметрами ГМ.

Известно [1], что дифференциальное уравнение управляемого движения ГМ имеет вид:

$$(m_T + J_{zc} k^2(s)) \ddot{s} + J_{zc} k(s) \frac{\partial k(s)}{\partial s} v^2 = (P_1 + P_2) + (M_{II} + M_C - M_r) k(s) - X - (R_1 + R_2), \quad (1)$$

где: m_T – масса ГМ;

J_{zc} – момент инерции ГМ относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс машины;

$k(s)$ – кривизна траектории;